

**Radial roller or anti-friction contact bearing e.g. for electric motors****Publication number:** DE19707750 (A1)**Publication date:** 1997-11-06**Inventor(s):** MURAI TAKASHI [JP]; MOMONO TATSUNOBU [JP]**Applicant(s):** NSK LTD [JP]**Classification:**

- international: F16C33/46; F16C33/46; (IPC1-7): F16C33/46

- European: F16C19/26; F16C33/46; F16C33/66

**Application number:** DE19971007750 19970226**Priority number(s):** DE19971058774 19970226; JP19960038431 19960226;  
JP19960117344 19960513**Also published as:**

DE19707750 (C2)

DE19707750 (B9)

**Cited documents:**

DE4327815 (A1)

**Abstract of DE 19707750 (A1)**

A radial roller bearing with an outer ring (2a, 2b) and an inner ring (3a, 3b), a number of roller bodies (4a, 4b) rotatably arranged between the outer roller track (6a, 6b) and the inner track (7a, 7b), and a cage (5a, 5b), which is arranged between the inner peripheral surface of the outer ring and the outer peripheral surface of the inner ring and which has a number of recesses or pockets for rotatably accommodating and retaining a number of roller bodies.; The roller bearing is designed on the basis of the following relationships  $1.5 \times 10^{-3} \leq H \leq 9.0 \times 10^{-3} D$ , and  $A/B = 0.6 - 1.0$ , in which D is the diameter of the peripheral surface of the cage, H is the height of the annular gap (9) between the peripheral surface of the cage and the peripheral surfaces of the rings (2a, 2b), and A is the axial length of the peripheral surface of the cage and B is equal to the axial length of the peripheral surface of the rings (2a, 2b).

Data supplied from the **esp@cenet** database — Worldwide



(19) BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

(12) **Offenlegungsschrift**  
(10) **DE 197 07 750 A 1**

(51) Int. Cl. 6:  
**F 16 C 33/46**

**DE 197 07 750 A 1**

(21) Aktenzeichen: 197 07 750.1  
(22) Anmeldetag: 26. 2. 97  
(43) Offenlegungstag: 6. 11. 97

(30) Unionspriorität:

8-38431 26.02.96 JP  
8-117344 13.05.96 JP

(71) Anmelder:

NSK Ltd., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:

Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser,  
Anwaltssozietät, 80538 München

(72) Erfinder:

Murai, Takashi, Fujisawa, Kanagawa, JP; Momono,  
Tatsunobu, Fujisawa, Kanagawa, JP

(56) Entgegenhaltungen:

DE 43 27 815 A1  
DE-Katalog, SKF No.1760, Dez.1947, S.148;  
US-Katalog, The Torrington Company, »Service  
Catalog«, 1988, S. E10;

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

(54) Radialwälzlager

(57) Um die Schalldruckpegel eines "Kreischen" genannten abnormalen Geräusches sowie das Geräusch des Käfigs, die während des Betriebs von Radialwälzlagern erzeugt werden, zu reduzieren, erfüllt das erfindungsgemäße Radialwälzlager die folgenden Beziehungen:  $1,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 9,0 \times 10^{-3}D$  und  $A/B = 0,6 - 1,0$ , wobei D der Durchmesser der Umfangsoberfläche des Käfigs ist, der an jeder der inneren oder äußeren Umfangsoberfläche in einem axialen Endabschnitt des Käfigs angeordnet ist, H die Stärke der ringförmigen Lücke zwischen dieser Umfangsoberfläche des Käfigs und den Umfangsoberflächen der Laufringe ist, welche entweder die innere Umfangsoberfläche eines axialen Endabschnittes des äußeren Laufrings oder die äußere Umfangsoberfläche eines axialen Endabschnitts dieses inneren Laufrings ist, A die axiale Länge der Umfangsoberfläche des Käfigs ist und B gleich der axialen Länge der Umfangsoberfläche der Laufringe ist.

**DE 197 07 750 A 1**

## Beschreibung

## HINTERGRUND DER ERFINDUNG

5 Das erfundungsgemäße Radialwälzlager kann in Elektromotoren mit mittleren bzw. großen Abmessungen oder allgemein in Mechanismen verwendet werden, um die Drehwellen dieser Motoren und andere Maschinenteile zu lagern.

10 Die allgemein mit den Bezugsziffern 1a bzw. 1b in den Fig. 9 und 10 bezeichneten Radialwälzläger werden extensiv verwendet, um die rotierenden Teile von Elektromotoren oder anderen Maschinen abzustützen. Das Radialwälzlag 1a (oder 1b) besteht aus einem äußeren Laufring 2a (2b) sowie einem inneren Laufring 3a (3b) die konzentrisch zueinander angeordnet sind, einer Vielzahl von Wälzelementen 4a (4b) sowie aus einem Käfig 5a (5b), um diese Wälzelemente 4a (4b) drehbar zu halten. Eine äußere Laufbahn 6a (6b) ist in dem axialen Mittelabschnitt der Außenumfangsoberfläche des inneren Laufrings 3a (3b) ausgebildet. Die Vielzahl der Wälz- 15 elemente 4a (4b) sind drehbar zwischen der äußeren Laufbahn 6a (6b) sowie der inneren Laufbahn 7a (7b) angeordnet. Der Käfig ist zwischen der inneren Umfangsoberfläche des äußeren Laufrings 2a (2b) sowie zwischen der äußeren Umfangsfläche des inneren Laufrings 3a (3b) angeordnet. Die einzelnen Wälzelemente 4a (4b) sind drehbar innerhalb einer Vielzahl von Taschen 8a (8b) gehalten, die mit Zwischenräumen in Umfangsrichtung des Käfigs angeordnet sind. Im Falle des Radialwälzlag 1a (1b), mit welchem sich die Erfahrung beschäftigt, ist eine Struktur zur Führung des Käfigs 5a (5b) nicht in der Erfahrung eingeschränkt, sondern bevorzugt ist der Käfig 5a (5b) von einem sogenannten "Wälzelement-geführten" Typ, in welchem sein radialer Versatz wegen des Eingriffs zwischen jeder der Taschen 8a (8b) und der Wälzelemente 4a (4b) begrenzt ist, oder der Käfig 5a (5b) ist von dem sogenannten "Außenring-geführten"-Typ, in welchem sein radialer Versatz von dem äußeren Ring 2a (2b) begrenzt ist.

20 25 Die in Fig. 9 gezeigte strukturelle Ausgestaltung ist ein Radialwalzenlager, welches zylinderförmige Walzen als Wälzkörper 4a verwendet, weswegen die äußere Laufbahn 6a ebenso wie die innere Laufbahn 7a zylinderförmige Oberflächen aufweisen. Die in Fig. 10 gezeigte strukturelle Ausgestaltung ist ein Radialkugellager, welches Kugeln als Wälzkörper 4b verwendet, aufgrund dessen die äußere Laufbahn 6b ebenso wie die innere Laufbahn 7b kreissektorförmig ausgespart sind. Der Käfig 5a enthält die Taschen 8a während der Käfig 5b die Taschen 8b 30 35 enthält, wobei beide Käfige dazu ausgelegt sind, in Abhängigkeit von der Form der Wälzkörper 4a, 4b unterschiedliche Formen aufzuweisen. Während der Wartung des Radialwälzlag 1a (1b) wird ein Schmiermittel, wie z. B. Schmierfett, in die Bereiche eingebracht, in denen die Wälzkörper 4a (4b) installiert sind (das heißt, zwischen der inneren Umfangsoberfläche des äußeren Laufrings 2a (oder 2b) und der äußeren Umfangsoberfläche des inneren Laufrings 3a (3b)), so daß der Berührungsreich zwischen der Abwälzoberfläche eines jeden Wälzkörpers 4a (4b) und die äußere Laufbahn 6a (6b) oder die innere Laufbahn 7a (7b) effektiv geschmiert werden.

40 45 Wenn ein Elektromotor mit einem Radialwälzlag 1a (1b) zur Lagerung der Drehwelle lediglich mit einer radialen Last betrieben wird, die auf die Drehwelle derart wirkt, daß der innere Laufring 3a (3b) zusammen mit der Drehwelle mit einer hohen Geschwindigkeit gedreht wird, kann oftmals ein als "Kreischen" bezeichnetes Geräusch vernommen werden. Dies ist ein metallisches "kreischendes" (schürfendes) Geräusch und sollte in der Praxis vermieden werden, da es nicht nur einen höheren Schalldruckpegel aufweist als das Geräusch, wie z. B. das Abrollgeräusch, welches unvermeidbar während des Betriebs der Wälzlag erzeugt wird, sondern auch noch als störend für das Ohr empfunden wird. Es ist allgemein bekannt, daß das abnormale Geräusch oder das "Kreischen" zwischen dem äußeren Laufring 2a (2b) und jedem Wälzelement 4a (4b) aufgrund mangelnder Schmierung auftritt.

Dieser Sachverhalt wird im folgenden eingehender diskutiert werden. Die Drehwellen von Elektromotoren und anderen Drehmaschinen sind in den meisten Fällen in einer horizontalen Richtung installiert. Wenn eine derartige horizontale Drehwelle von einem Radialwälzlag 1a (1b) abgestützt wird, werden die Wälzelemente 4a (4b) in der unteren Hälfte des Lagers, die eine "Lastzone" ist, zwischen der äußeren Laufbahn 6a (6b) und der inneren Laufbahn 7a (7b) eingezwängt, um normale Rollbewegungen beim Rotieren um die Drehwelle durchzuführen, während sie sich um ihre eigene Achse drehen. Auf der anderen Seite sind die Wälzkörper 4a (4b) der oberen Hälfte des Lagers, welche eine "unbelastete Zone" ist, nicht zwischen der äußeren Laufbahn 6a (6b) und der inneren Laufbahn 7a (7b) eingezwängt, so daß sie nur schwer um ihre eigene Achse rotieren. Das hat zur Folge, daß die Wälzoberfläche der Wälzkörper 4a (4b) nicht gegen die äußere Laufbahn 6a (6b) sowie nicht gegen die innere Laufbahn 7a (7b) scheuern wird, wobei dieses allgemein als "Rotationsschlupf" bezeichnete Phänomen das abnormale Geräusch oder das "Kreischen" bewirken wird. Hinzu kommt, daß mehr Wärme innerhalb des Radialwälzlag 1a (1b) erzeugt wird, um seine Leistungsfähigkeit potentiell zu verschlechtern.

Um die Erzeugung der abnormalen Geräusche zu vermeiden, die aus den oben angegebenen Gründen auftreten, wurden die folgenden drei Maßnahmen verwendet:

- 60 (1) Die Arbeits- bzw. Betriebslücke in dem Radialwälzlag 1a (1b) ist reduziert; die interne Lücke des Radialwälzlag 1a (1b) wird auf den kleinstmöglichen Wert festgesetzt, und zwar unter voller Berücksichtigung des Temperaturanstiegs während des Standardbetriebs, wodurch die Wälzkörper 4a (4b) unterstützt werden, in der "unbelasteten Zone" effektiv um ihre eigene Achse zu rotieren;
- 65 (2) das Radialwälzlag 1b ist in einer Schubrichtung druckbeaufschlagt; falls das Radialwälzlag 1b, welches als Wälzkörper 4b Kugeln verwendet, in einer Schubrichtung druckbeaufschlagt ist, werden die Wälzkörper in der "unbelasteten Zone" unterstützt, um effektiv um ihre eigene Achse zu rotieren;
- (3) es werden in der äußeren Laufbahn 6a oder auf den Wälzoberflächen der Wälzkörper 4a des Radialwälz-

lagers 1a flache Rinnen ausgebildet, die sich in Umfangsrichtung erstrecken (geprüfte japanische Patentveröffentlichung Sho 44-15689 und die geprüfte japanische Gebrauchsmusterveröffentlichung Sho 49-40208); diese Rinnen ermöglichen es, daß ein Schmiermittel zwischen der äußeren Laufbahn 6a und der Wälzoberfläche eines jeden Wälzkörpers 4a angeordnet werden kann, wodurch ein Auftreten des abnormalen Geräusches vermieden wird.

5

Unter den drei oben beschriebenen bekannten Maßnahmen ist die erste Maßnahme nicht nur unfähig, vollständig zufriedenstellende Ergebnisse zu erzielen, sondern birgt auch noch die Einschränkung in sich, daß eine abnormale Wärmeerzeugung oder ein Klemmen auftritt, falls die Betriebslücke unangemessen klein ist.

10

Die zweite Maßnahme ist auf das in Fig. 10 gezeigte Radialkugellager anwendbar, aber nicht auf das in Fig. 9 gezeigte Radialwalzenlager. Ein weiteres Problem ist darin zu sehen, daß das Radialkugellager in Abhängigkeit von der strukturellen Auslegung der Abstützung der Rotation der Drehmaschinen nicht druckbeaufschlagt werden kann. Aus diesen Gründen ist die zweite Maßnahme in keinem Fall eine vollständig effektive Maßnahme.

15

Die dritte Maßnahme ergibt vollständig zufriedenstellende Ergebnisse, falls sie an Walzenlagern angewendet wird, aber andererseits benötigt sie mühsame Tätigkeiten, um die Rinnen auszubilden, was zu höheren Kosten führt. Ein weiteres Problem ist darin zu sehen, daß die dritte Maßnahme nicht auf Mitten-Kugellager anwendbar ist.

## ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

20

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Radialwälzlagern anzugeben, das mit technisch einfachen Maßnahmen die obengenannten Probleme beseitigt.

Diese Aufgabe wird erfundungsgemäß gelöst durch ein Radialwälzlagern mit: einem äußeren Laufring, der eine äußere Laufbahn in dem axialen Mittelabschnitt der inneren Umfangsoberfläche enthält; einem inneren Laufring, der eine innere Laufbahn in dem axialen Mittelabschnitt der äußeren Umfangsoberfläche aufweist; einer Vielzahl von Wälzkörpern, die drehbar zwischen der äußeren Laufbahn sowie dieser inneren Laufbahn angeordnet sind, und mit einem Käfig, der zwischen der inneren Umfangsoberfläche des äußeren Laufrings und der äußeren Umfangsoberfläche des inneren Laufrings angeordnet ist und eine Vielzahl von Taschen aufweist, um eine Vielzahl von Wälzkörpern drehbar aufzunehmen und zu halten, wobei diese Taschen in Umfangsrichtung voneinander beabstandet angeordnet sind, wobei dieses Radialwälzlagern die folgenden Verhältnisse erfüllt:  $1,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 9,0 \times 10^{-3}D$  und  $A/B = 0,6 - 1,0$ , wobei D der Durchmesser der Umfangsoberfläche des Käfigs ist, der an jeder der inneren oder äußeren Umfangsoberfläche in einem axialen Endabschnitt des Käfigs angeordnet ist, H die Stärke der ringförmigen Lücke zwischen dieser Umfangsoberfläche des Käfigs und einer Umfangsoberfläche eines Laufringes ist, welche entweder die innere Umfangsoberfläche eines axialen Endabschnittes des äußeren Laufrings oder die äußere Umfangsoberfläche eines axialen Endabschnitts dieses inneren Laufrings unter der Bedingung ist, daß der innere Laufring koaxial mit dem äußeren Laufring angeordnet ist, A die axiale Länge der Umfangsoberfläche des Käfigs ist und B gleich der axialen Länge der Umfangsoberfläche des Laufringes ist.

25

Wenn das erfundungsgemäße Konzept an Radialwalzenlager angewendet wird, sind die Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen, die als Wälzkörper verwendet werden, bevorzugt nicht ballig gedreht, sondern weisen eine gerade Form auf.

30

In der Beschreibung bedeutet "ballig drehen oder ballig" einen Maschinenprozeß zum maschinellen Bearbeiten der zylinderförmigen Walzen in eine spezifische Konfiguration, in welcher die erzeugende der Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen zu beiden Enden einen geringeren Außendurchmesser aufweist als der Mittenabschnitt in axialer Richtung der zylinderförmigen Walzen, um an beiden axialen Enden der zylinderförmigen Walzen auftretende Kontaktspannung zu verhindern und auch um eine Vergrößerung des inneren Laufrings sowie des äußeren Laufrings zu verhindern und um die Spannung auf die Wälzoberfläche der zylinderförmigen Walze in axialer Richtung so einheitlich wie möglich zu verteilen.

35

Eine Art des "ballig drehen" -Verfahrens kann grob in zwei Unterarten aufgeteilt werden, wovon eine ein "Vollballigkeits-Typ" genannt wird, wobei der andere ein "Teilballigkeits-Typ" allgemein bezeichnet wird, was in den Darstellungen von Fig. 8 gezeigt ist. Ein Wälzkörper des vollballigen Typs weist eine Konfiguration auf, in welcher eine erzeugende der Wälzoberfläche in axialer Richtung aus einer einzelnen Bogenform besteht, während ein Wälzkörper des teilweise balligen Typs eine Konfiguration aufweist, in welcher eine Erzeugende der Wälzoberfläche in axialer Richtung aus einem axialen Mittelabschnitt besteht, der sich gerade parallel zur Achse der Walze erstreckt und geneigte Endabschnitte in axialer Richtung aufweist, die jeweils sanft zu dem axialen Mittelabschnitt übergehen und von einer geraden Linie oder einer gekrümmten Linie definiert werden.

50

Ein Ballig-Drehen-Prozeß ist durch einen Endbearbeitungs- bzw. Finishing-Prozeß mit einer spitzenlosen Schleifmaschine gegeben, da die abgeschliffene bzw. abgearbeitete Menge verglichen mit dem Durchmesser der zylinderförmigen Walze sehr gering ist.

55

60

## KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

Fig. 1 ist ein Teilquerschnitt des in der ersten Ausführungsform verwendeten Wälzlagers, das zur Verifizierung der Effektivität der vorliegenden Erfindung angefertigt wurde;

65

Fig. 2 zeigt den in Fig. 1 gezeigten Abschnitt X in vergrößertem Maßstab;

Fig. 3 ist ein Graph zur Darstellung der Ergebnisse des ersten Experiments;

Fig. 4 ist ein vergrößerter Teilquerschnitt des in der zweiten Ausführungsform verwendeten Wälzlagers, das zur Verifizierung der Effektivität der Erfindung angefertigt wurde;

Fig. 5 ist ein Graph zur Darstellung der Ergebnisse des zweiten Experiments;

Fig. 6 ist ein Graph zur Darstellung des Anwendungsbereichs der Erfindung auf der Grundlage von Resultaten der ersten bis dritten Experimente;

Fig. 7 ist ein Teilquerschnitt des Wälzlagers der vierten Ausführungsform, welches zur Verifizierung der Effektivität der Erfindung angefertigt wurde;

Fig. 8 ist ein Graph zur Darstellung der Ergebnisse des vierten Experiments, welches durchgeführt wurde, um zu untersuchen, wie die Geometrie der Wälzoberflächen von zylinderförmigen Walzen die Erzeugung von "Kreischen" beeinflußt;

Fig. 9 ist ein Querschnitt einer ersten Art eines von der Erfindung berücksichtigten Radialwälzlagers; und

Fig. 10 ist ein Querschnitt einer zweiten Art eines von der Erfindung berücksichtigten Radialwälzlagers.

#### DETAILLIERTE BESCHREIBUNG BEVORZUGTER AUSFÜHRUNGSFORMEN

Das erfindungsgemäße Radialwälzlagern weist eine strukturelle Auslegung auf, die in den vorstehenden Paragraphen beschrieben wurde, derart, daß das Schmiermittel in der ringförmigen Rinne zwischen der Umfangsoberfläche des Käfigs und der Umfangsoberfläche des Laufrings eine Dämpfungskraft aufbaut, die die Bewegung der Wälzkörper in der "unbelasteten Zone" des Lagers über den Käfig zurückhält. Genauer ausgedrückt, die Dicke der ringförmigen Rinne H und der Durchmesser D der Umfangsoberfläche des Käfigs sind so festgelegt, daß die Bedingung  $1,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 9,0 \times 10^{-3}D$  erfüllt ist, wobei die axiale Länge A der Umfangsoberfläche des Käfigs so ausgelegt ist, daß sie 60% bis 100% der axialen Länge B der Umfangsoberfläche des Laufrings aufweist. Das hat zum Ergebnis, daß der Widerstand gegen den Fluß des Schmiermittels, welches durch die ringförmige Rinne hindurchströmt, ausreichend erhöht ist, um ein leichtes Verrücken des Käfigs zu verhindern. Dies bietet den Vorteil, daß selbst wenn die Wälzkörper in der "unbelasteten Zone" abnormale Bewegungen (d. h. Rotation um die Drehwelle, ohne um ihre eigene Achse zu rotieren, aber auch radiale Verschiebungen) aufweisen, wird der Käfig durch die Bewegung der Wälzkörper nicht versetzt werden. Zusätzlich wird in dem Fall, in dem der Käfig ein "Wälzkörper-geführter" Typ ist, der Käfig die Bewegung der Wälzkörper regulieren und umgekehrt. Genauer gesagt, der radiale Versatz des Käfigs ist begrenzt aufgrund des Eingriffes zwischen jeder der Taschen und des entsprechenden darin vorhandenen Wälzkörpers, wobei ein Schmiermittel, wie z. B. Schmierfett, zwischen jeder der Taschen der darin befindlichen Wälzkörper eingebracht wird. Falls die Stärke der ringförmigen Rinne H reguliert worden ist, um die Bewegung des Käfigs zu regulieren, ist die Bewegung der in dem Käfig gehaltenen Wälzkörper ebenfalls reguliert. Das hat zur Folge, daß ein Auftreten abnormaler Geräusche, die "Kreischen" genannt werden, vermieden werden kann.

Bevorzugt ist das Radialwälzlagern der Erfindung ein Radialwalzenlager und die Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen, die als Wälzkörper verwendet werden, sind nicht ballig gedreht, sondern weisen eine gerade Form auf. In diesem Fall sind die Wälzkörper in der Bewegung ausreichend stabilisiert, um eine weitere Reduzierung des abnormalen Geräusches zu erzielen.

In der vorliegenden Erfindung sind die Stärke H der ringförmigen Rinne sowie der Durchmesser D der Umfangsoberfläche des Käfigs so festgelegt, daß sie das Verhältnis  $1,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 9,0 \times 10^{-3}D$  erfüllen, wobei die axiale Länge A der Umfangsoberfläche des Käfigs so eingestellt ist, daß sie 60% bis 100% der axialen Länge B der Umfangsoberfläche des Laufrings einnimmt. Die Gründe für diese numerischen Grenzwerte sind folgende.

Falls die Stärke H der ringförmigen Rinne geringer als  $1,5 \times 10^{-3}D$  beträgt, ist es vor allen Dingen schwierig sicherzustellen, daß eine ausreichende Menge von Schmiermittel in die ringförmige Rinne eingegeben wird, was eine Ursache dafür sein kann, eine übermäßige Abnutzung sowie einen Temperaturanstieg zu bewirken. Falls die Stärke H der ringförmigen Rinne  $9,0 \times 10^{-3}D$  überschreitet, ist der Widerstand gegen den Fluß des durch die ringförmige Rinne durchtretenden Schmiermittels auf einen derart geringen Wert reduziert, daß das Auftreten eines abnormalen Geräusches nicht vollständig verhindert werden kann. Daher wird die Stärke H der ringförmigen Rille reguliert, um innerhalb des Bereichs  $1,5 \times 10^{-3}D$  bis  $9,0 \times 10^{-3}D$  zu liegen. Falls mehr Faktoren zu berücksichtigen sind, wie z. B. die Erzeugung von Wärme während des Maschinenbetriebs, ist die Stärke H der ringförmigen Rinne bevorzugt derart reguliert, daß sie die Ungleichung  $4,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 7,5 \times 10^{-3}D$  erfüllt.

Ist die axiale Länge A der Umfangsoberfläche des Käfigs geringer als  $0,6 \times B$ , ist der Widerstand gegen den Fluß des durch die ringförmige Rinne durchtretenden Schmiermittels auf einen derart geringen Wert reduziert, daß das Auftreten von abnormalen Geräuschen nicht vollständig verhindert werden kann. Falls die axiale Länge A der Umfangsoberfläche des Käfigs andererseits  $1,0 \times B$  übersteigt, wird ein Teil des Käfigs herausragen, um näher an die äußere oder innere Laufbahn sich anzunähern, als es normalerweise der Fall wäre, oder, alternativ, ragt ein Teil des Käfigs entweder über die axiale Endfläche des äußeren oder des inneren Laufrings hinaus. Ein derartiges, teilweises Herausragen des Käfigs ist bezüglich der Auslegung des Radialwälzlagers in keiner Weise zu bevorzugen. Insbesondere muß der Käfig daran gehindert werden, teilweise herauszuragen, um näher an die äußere oder innere Laufbahn zu gelangen, als es normalerweise der Fall sein sollte, um sicherzustellen, daß der Kontakt zwischen der Wälzoberfläche eines jeden Wälzkörpers und der äußeren oder inneren Laufbahn zu regulieren ist, um in einem Normalzustand zu sein. Auf der anderen Seite muß der Käfig daran gehindert werden, teilweise hinter entweder die axiale Endfläche des äußeren oder des inneren Laufrings herauszuragen, um sicherzustellen, daß der Käfig nicht mit anderen Teilen als dem Lager störend in Eingriff gelangt. Bei Berücksichtigung all dieser Faktoren ist die axiale Länge A der Umfangsoberfläche des Käfigs spezifiziert, so daß sie 60% bis 100% der axialen Länge B der Umfangsoberfläche des Laufrings einnimmt.

Falls das erfindungsgemäße Konzept auf ein Radialwalzenlager angewandt wird, sind die Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen, die als Wälzkörper verwendet werden, bevorzugt nicht ballig gedreht bzw. abgerundet, sondern weisen eine gerade Form auf. Um zu wissen, welche Form die Wälzoberflächen am besten

einnehmen sollten, haben die Erfinder der vorliegenden Erfindung drei angegeben, eine vollständig ballig gedrehte oder abgerundete Form, welche über die gesamte axiale Länge der äußeren Umfangsoberfläche abgerundet wurde, eine teilweise ballig gedrehte bzw. abgerundete Form, welche lediglich in den Bereichen nahe den zwei axialen Endabschnitten abgerundet wurde, sowie eine vollständig gerade Form, welche an keiner Stelle der Wälzoberfläche abgerundet wurde. Unter Verwendung dieser Prüfkörper verglichen die Erfinder die Auswirkungen der entsprechenden Formen auf das Auftreten von "Kreischen", und sie fanden heraus, daß die Radialwalzenlager, die die zylinderförmigen Walzen mit einer vollständig geraden Form verwendeten, weniger häufig ein "Kreischen" erzeugten als die Radialwalzenlager, die die zylinderförmigen Walzen der beiden anderen Formen verwendeten. Es wurde des weiteren herausgefunden, daß das von dem Radialwalzenlager, das die vollständig geraden zylinderförmigen Walzen verwendete, erzeugte "Kreischen" einen niedrigeren Schalldruckpegel aufwies. Demgegenüber erzeugten die Radialwalzenlager, die die zylinderförmigen Walzen mit teilweise abgerundeter Form und einer vollständig abgerundeten Form verwendeten, häufiger ein "Kreischen", wobei ihre entsprechenden Schalldruckpegel höher waren als bei dem Radialwalzenlager, das die zylinderförmigen Walzen mit vollständig gerader Form verwendete. Es ist zu bemerken, daß die Radialwalzenlager, die die abgerundeten zylinderförmigen Walzen verwendeten, einen stark variierenden und demzufolge instabilen Schalldruckpegel während des "Kreischens" erzeugten. Demzufolge hatten die Radialwalzenlager mit zylinderförmigen Walzen, die abgerundete Wälzoberflächen aufwiesen, eine stärkere Tendenz zum "Kreischen" als das Radialwalzenlager, das die zylinderförmigen Walzen mit vollständig gerader Form der Wälzoberfläche verwendete. Dies lag daran, daß die zylinderförmigen Walzen, deren Wälzoberflächen abgerundet waren, eine derartig kurze Berührungs-länge zwischen der Erzeugungslinie für jede Wälzoberfläche und der äußeren oder inneren Laufbahn aufwiesen, daß die Walzen dazu neigten, instabile Bewegungen durchzuführen.

Erfindungsgemäße Ausführungsformen werden nunmehr im folgenden beschrieben.

Wir beschreiben nunmehr die Experimente, die durchgeführt wurden, um die Effektivität der Erfindung zu verifizieren. Das erste Experiment wurde durchgeführt mit einem Radialwälzlager des in den Fig. 1 und 2 mit la bezeichneten Typs, um zu untersuchen, wie H oder die Stärke der Rinne 9 zwischen der äußeren Umfangsoberfläche eines jeden axialen Endabschnitts (des rechten und des linken Abschnitts von Fig. 1 und 2) des Käfigs 5a sowie der inneren Umfangsoberfläche des eingreifenden Endabschnitts des äußeren Läufrings 2a den Schalldruckpegel des abnormalen und "Kreischen" genannten Geräusches beeinflußt. Alle Probenstücke des in dem ersten Experiment verwendeten Radialwälzlagers la waren Radialwalzenlager des mit "NU" bezeichneten Typs, und zwar mit folgenden Abmessungen: der äußere Lauftring 2a hatte einen Außendurchmesser D2a von 160 mm und eine Weite W2a von 30 mm, wohingegen der innere Laufring 3a einen Innendurchmesser R3a von 90 mm aufwies. Ein Paar Flansche 10 wurde an den inneren Umfangsoberflächen der beiden axialen Endabschnitte des äußeren Lauftrings 2a in dem Radialwälzlager 1a ausgebildet. Jeder Flansch 10 hatte eine Weite W10 von 5 mm. Die obengenannte Rinne 9 war zwischen der inneren Umfangsoberfläche von jedem der Flansche 10 und der äußeren Umfangsoberfläche des eingreifenden axialen Endabschnitts des Käfigs 5a ausgebildet. Somit entsprechen die innere Umfangsoberfläche eines jeden Flansches 10 der in Patentanspruch 1 genannten "Laufring-Umfangsoberfläche" sowie die Weite eines jeden Flansches, die mit W10 bezeichnet ist, der "axialen Länge B" der Laufring-Umfangsoberfläche", die ebenfalls in dem Patentanspruch 1 genannt wurde. Zusätzlich entspricht die äußere Umfangsoberfläche eines Ringes 11 in jedem axialen Endabschnitt des Käfigs 5a der "Käfig-Umfangsoberfläche", die in dem Patentanspruch 1 genannt ist, wobei die Weite des Rings 11, die mit W11 bezeichnet ist, der "axialen Länge A" der Käfig-Umfangsoberfläche" entspricht, die ebenfalls in dem Patentanspruch 1 genannt ist. Der Außendurchmesser des Ringes 11 entspricht dem "Durchmesser D" der Käfig-Umfangsoberfläche", der ebenfalls in dem Patentanspruch 1 genannt ist. In dem ersten Experiment wies jeder Flansch 10 eine Weite W10 von 5 mm und jeder Ring 11 eine Weite W11 von 2,75 mm auf. Daher war das Verhältnis A/B (= W11/W10) = 0,55. Als Wälzkörper wurden zylinderförmige Walzen 4a verwendet, und ihre Wälzoberflächen wurden nicht abgerundet, sondern wiesen eine gerade Form auf.

Für das Experiment wurden 15 Probenstücke hergestellt, deren Wert für H oder der Stärke der Rinne 9 variiert wurde in Schritten von  $1 \times 10^{-3}D$  über einen Bereich von  $1 - 15 \times 10^{-3}D$ , und es wurde der Schalldruckpegel des "Kreischens" gemessen, das während der Rotation des inneren Lauftrings 3a auftrat. Drei Probenstücke wurden mit dem gleichen Wert für H hergestellt, und insgesamt wurde eine Gesamtzahl von 45 Probenstücken in dem ersten Experiment verwendet, das unter folgenden Bedingungen durchgeführt wurde:

Drehgeschwindigkeit:	1 200 Umin <sup>-1</sup>	
Schmiermittel:	Schmierfett	
Radiale Last:	150 kgf	55
Frequenz, bei der der Schalldruck gemessen wurde	3 500 bis 4 500 Hz (Hauptkomponenten des "Kreischens")	
Material des äußeren Lauftrings 2a:	SUJ2	
Material des Käfigs 5a:	Nylon 66 mit 25 Gew.-% Glasfasern	60

Die Fig. 3 zeigt das Resultat des ersten Experiments, das unter den oben angegebenen Bedingungen durchgeführt wurde. Die horizontale Achse des Graphen von Fig. 3 zeigt die Stärke H der ringförmigen Rinne, während die vertikale Achse den Schalldruckpegel des "Kreischens" zeigt, das während des Experiments erzeugt wurde. Das Verhältnis zwischen der Stärke H der Rinne und dem Schalldruckpegel wird für jedes Probestück mit einem Kreis bezeichnet.

Wie man aus Fig. 3 ersehen kann, fällt der Schalldruckpegel des "Kreischens" mit dem Abfallen der Stärke H der Rinne, wobei bei einem Wert von H von  $9,0 \times 10^{-3}D$  und weniger der Schalldruckpegel des "Kreischens"

# DE 197 07 750 A1

deutlich abfiel mit einem entsprechenden Abfall der Datenstreuung zwischen den Probestücken. Diese Tatsachen zeigen, daß, um das "Kreischen" zufriedenstellend zu dämpfen, die Stärke H der ringförmigen Rinne 9 bevorzugt auf einen Wert von  $9,0 \times 10^{-3}$ D und weniger eingestellt werden sollte.

Falls die Stärke H der ringförmigen Rinne auf einen Wert von  $9,0 \times 10^{-3}$ D und weniger eingestellt ist, wird das Schmierfett, das aus dem Inneren des Radialwälzlagers 1a aufgrund der Rotation des inneren Laufrings 3a sowie der Wälzelemente 4a herausgedrückt wird, einen angestiegenen Widerstand gegen sein Durchtreten durch die Lücken bzw. Rinnen 9 zeigen, wobei das Radialwälzlager 1a besser dazu geeignet ist, das Schmierfett in seinem Inneren zu halten, wobei gleichzeitig das in den Rinnen 9 vorhandene Schmierfett verbesserte Viskositätsdämpfungskarakteristika aufweisen wird. Als ein Resultat arbeitet der bereits oben beschriebene Mechanismus, um die abnormalen Bewegungen der Wälzkörper 4a in der "unbelasteten Zone" zu steuern, wodurch das "Kreischen" unterdrückt wird.

Es ist zu bemerken, daß der untere Grenzwert der Stärke H der ringförmigen Rinne nicht im Hinblick auf die Unterdrückung des "Kreischens" festgelegt wurde, sondern aus dem Grund, die gewünschten Funktionen des Radialwälzlagers 1a zu sichern. Falls die Stärke H der Rinne übermäßig klein ist, wird nicht mehr eine ausreichende Menge an Schmiermittelschicht in den ringförmigen Rinnen 9 vorhanden sein, wodurch die Möglichkeit ansteigt, daß die innere Umfangsoberfläche eines jeden Flansches 10 direkt an der äußeren Umfangsoberfläche des eingreifenden axialen Endabschnittes des Käfigs 5a scheuern wird. Falls diese Umfangsoberflächen direkt miteinander scheuernd in Eingriff gelangen, wird nicht nur der Widerstand gegen die Rotation des Radialwälzlagers 1a, sondern auch die Möglichkeit vergrößert, daß abnormales Abnutzen und Fressen auftritt. In dem ersten oben beschriebenen Experiment zeigten die zwei Umfangsoberflächen teilweise eine normale Abnutzung, wenn die Stärke H der ringförmigen Rinne  $1 \times 10^{-3}$ D betrug. Daher ist der untere Grenzwert der Stärke H der ringförmigen Rinne auf  $1,5 \times 10^{-3}$ D festgelegt worden.

Das zweite Experiment wurde mit einem Radialwälzlager des in Fig. 4 mit 1a bezeichneten Typs durchgeführt, um zu untersuchen, wie das Verhältnis von A zu B ( $A/B = W_{11}/W_{10}$ ) den Schalldruckpegel des "Kreischens" beeinflussen könnte; wobei A oder die axiale Länge der Umfangsoberfläche des Käfigs gleich  $W_{11}$  ist, welches die Weite des Rings 11 ist, der an jedem axialen Endabschnitt (an der rechten und linken Seite von Fig. 4) des Käfigs 5a angeordnet ist, wobei B, welches die axiale Länge der Laufring/Umfangsoberfläche ist, gleich  $W_{10}$  ist, welches die Weite des Flansches 10 ist. Die Stärke H des zwischen der äußeren Umfangsoberfläche von beiden axialen Endabschnitten des Käfigs 5a sowie der inneren Umfangsoberfläche des eingreifenden axialen Endabschnitts des äußeren Laufrings 2a angeordneten ringförmigen Rinne 9 wurde auf  $2,2 \times 10^{-3}$ D in dem Experiment festgesetzt, während A/B oder das Verhältnis zwischen den zwei axialen Längen mit sieben Werten variiert wurde, und zwar mit 0,5, 0,55, 0,6, 0,7, 0,8, 0,9 und 0,95. Der Schalldruckpegel des erzeugten "Kreischens" wurde bei jedem der sieben Probenstücke gemessen. Die Ergebnisse sind in der Fig. 5 gezeigt. Die Ringe 11 und die Flansche 10 wurden an beiden Endkanten abgefast, wobei der Abstand der Krümmung minimiert wurde (die Kanten wurden abgeschrägt), um die effektiven Weiten der Ringe 11 und der Flansche 10 zu erhöhen.

Wie aus Fig. 5 entnehmbar, fiel der Schalldruckpegel des "Kreischens" mit dem Anstieg von A/B ab, wobei bei einem Anstieg A/B auf 0,6 der Schalldruckpegel des "Kreischens" deutlich abfiel. Wie in dem ersten Experiment waren die in dem zweiten Experiment verwendeten Wälzkörper 4a zylinderförmige Walzen, deren Wälzoberflächen vollständig gerade in der Form waren.

Das dritte Experiment wurde durchgeführt, wobei sowohl die Stärke H der ringförmigen Rinne bzw. Lücke als auch das axiale Längenverhältnis A/B variiert wurden, und ihre Auswirkungen auf den Schalldruckpegel des "Kreischens" wurde untersucht. Ein Teil der Ergebnisse dieses Experiments ist in der Tabelle 1 gezeigt sowie der Bereich von beiden, nämlich von H (die Stärke der ringförmigen Lücke oder Rinne 9) und von A/B (A = axiale Länge der Käfig-Umfangsoberfläche, B = axiale Länge der Laufring-Umfangsoberfläche), die den Schalldruckpegel des "Kreischens" reduzieren konnten. Dies ist alles in der Fig. 6 angegeben.

Tabelle 1

A/B $H (x 10^{-3}) D$	0,6	0,75	0,95
1,5	72-73 (dB)	71-72 (dB)	68-70 (dB)
6,0	72-74 (dB)	72-73 (dB)	70-72 (dB)
9,0	74-76 (dB)	72-74 (dB)	72-74 (dB)

Die horizontale Achse des in Fig. 6 gezeigten Graphs zeigt das Verhältnis A/B (A = axiale Länge der Käfig-Umfangsoberfläche; B = axiale Länge der Laufring-Umfangsoberfläche), während die vertikale Achse den Wert für H (Stärke der Lücke 9) zeigt. Die Fläche innerhalb des von einer starken Linie definierten Rechtecks liegt im Bereich der Erfindung. In dem Bereich oberhalb dieses Rechtecks können Defekte wie übermäßige Abnutzung und Fressen auftreten, während in den Bereichen zur Rechten des Rechtecks die erhöhte Möglichkeit gegeben ist, daß der Käfig mit anderen Teilen als das Lager störend in Eingriff gelangt. In dem Bereich unterhalb und links von dem Rechteck kann der Schalldruckpegel des "Kreischens" nicht adäquat reduziert werden.

Die Fig. 7 zeigt ein Radialwälzlager 1b, das in dem vierten Experiment verwendet wurde, das durchgeführt wurde, um zu verifizieren, daß das Konzept der vorliegenden Erfindung nicht nur auf Radialwalzenlager, sondern auch auf Radialkugellager anwendbar ist. In dem vierten Experiment wurde der Schalldruckpegel des "Kreischens", das von einem bekannten Radialwälzlager 1b erzeugt wurde, das den mit einer durchgezogenen Linie in Fig. 7 gezeigten Käfig 5b aufwies, mit dem Schalldruckpegel des "Kreischens" verglichen, welches von dem erforderlichen Produkt erzeugt wurde, das den Käfig 5b' verwendete, was mit der gestrichelten Linie dargestellt wurde, die zwei kurze Striche und einen langen Strich in abwechselnder Folge aufweist.

Der Wert für H oder der Stärke der ringförmigen Lücke 9, die zwischen der äußeren Umfangsoberfläche eines jeden axialen Endabschnitts (beide Seiten zur Rechten und zur Linken von Fig. 7) des Käfigs 5b oder 5b' sowie der inneren Umfangsoberfläche des eingreifenden axialen Endabschnittes des äußeren Laufrings 2b ausgebildet ist, wurde auf einen Wert von  $1,8 \times 10^{-2} D$  in dem bekannten Produkt ( $D = \text{äußerer Durchmesser des Käfigs } 5b$ ) und in dem erfundengemäßem Produkt ( $D = \text{äußerer Durchmesser des Käfigs } 5b'$ ) auf  $0,6 \times 10^{-2} D$  festgesetzt. Der Wert von A/B ( $A = \text{axiale Länge der Käfig-Umfangsoberfläche}; B = \text{axiale Länge der Laufring-Umfangsoberfläche}$ ) wurde auf 0,4 in dem bekannten Produkt und auf 0,75 in dem erfundengemäßem Produkt eingestellt. Unter diesen Bedingungen durchgeführte Schalldruckpegelmessungen zeigten, daß in dem Fall des Radialwälzlaglers das Radialkugellager der Erfahrung den Schalldruckpegel des "Kreischens" verglichen mit der bekannten Version reduzieren konnte.

Die Fig. 8 zeigt die Ergebnisse des fünften Experiments, das durchgeführt wurde, um zu untersuchen, wie die Form der Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen, die als Wälzkörper verwendet wurden, die Erzeugung von "Kreischen" beeinflussen könnte. Um den Effekt der Geometrie der Wälzoberflächen bezüglich der Erzeugung des "Kreischens" hervorzuheben, wurden die Stärke H der ringförmigen Lücke sowie das Axiallängenverhältnis A/B mit Absicht auf  $H = 20 \times 10^{-3} D$  sowie  $A/B = 0,3$  festgesetzt, was außerhalb des Bereichs der Erfahrung war. Mit Ausnahme der Form der Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen waren die in dem fünften Experiment verwendeten Probenstücke in allen Aspekten einschließlich der Formen des inneren Laufrings, äußeren Laufrings und des Käfigs identisch ausgebildet. Es wurde der Schalldruckpegel des "Kreischens" gemessen, das während des Betriebs des Radialwalzenlagers erzeugt wurde, und zwar für die drei Fälle von Formen von Wälzoberflächen, nämlich vollständig abgerundet, teilweise abgerundet und vollständig gerade.

Die Ergebnisse des fünften in dieser Art und Weise durchgeführten Experiments sind in der Fig. 8 gezeigt, aus der man entnehmen kann, daß, wenn zylinderförmige Walzen verwendet werden, deren Wälzoberflächen eine vollständig gerade Form aufweisen, die Erzeugung von "Kreischen" unterdrückt werden konnte, wobei zusätzlich der Schalldruckpegel des erzeugten "Kreischens" stabil war mit einer Streuung mit einem geringen Wert wie 2 bis 3 dB. Im Gegensatz dazu erzeugten sowohl das Radialwalzenlager, das zylinderförmige Walzen mit teilweise gerundeten Wälzoberflächen verwendete, als auch das Radialwalzenlager, das zylinderförmige Walzen mit vollständig abgerundeten Wälzoberflächen verwendete, häufig "Kreischen", wobei zusätzlich die Schalldruckpegel des erzeugten "Kreischens" um etwa 3 bis 5 dB größer waren als diejenigen des von dem Radialwalzenlager erzeugten "Kreischens" waren, das zylinderförmige Walzen verwendete mit einer vollständig geraden Form der Wälzoberflächen. Hinzu kommt, daß die Streuung der Schalldruckpegel der erzeugten "Kreischens" so groß wie 5 bis 8 dB war. Der Grund, warum die Radialwalzenlager, die abgerundete zylinderförmige Walzen verwendeten, eine größere Neigung zur Erzeugung von "Kreischen" aufwiesen als die Radialwalzenlager mit vollständig geraden zylinderförmigen Walzen, könnte darin liegen, daß die abgerundeten zylinderförmigen Walzen durch eine derartige kurze Kontaktlänge zwischen der die Wälzoberfläche erzeugende Linie sowie jeder äußeren und inneren Laufbahn charakterisiert sind, daß die zylinderförmigen Walzen ein erhöhtes Vermögen aufweisen, instabile Bewegungen zu zeigen.

In dem Experiment, dessen Ergebnisse in der Fig. 8 dargestellt sind, wurden die Stärke H der ringförmigen Lücke und auch das Axiallängenverhältnis A/B bewußt so eingestellt, daß sie Werte außerhalb der Erfahrung liegend Einnahmen, um die Auswirkungen der Abrundung bzw. des Abrundens der Wälzoberflächen von den zylinderförmigen Walzen zu bewerten. Es wurde bestätigt, daß selbst wenn H und A/B außerhalb des Bereichs der Erfahrung liegen, ein Ausgestalten der Wälzoberflächen der zylinderförmigen Walzen in einer geraden Form effektiv für die Dämpfung des "Kreischens" ist. Es ist aber zu berücksichtigen, daß der Kern der vorliegenden Erfahrung in der Spezifizierung der Werte von H sowie A/B liegt, die innerhalb der oben abgegebenen Bereiche liegen sollten. Die Form der Wälzkörper ist nicht mehr als ein untergeordneter Grenzwertfaktor. Die Verwendung zylinderförmiger Walzen als Wälzkörper mit Wälzoberflächen von gerader Form ist eine Technik, die, wenn sie mit dem Erfundungskonzept kombiniert wird, die Erzeugung von "Kreischen" noch weiter unterdrückt.

Hinzu kommt, daß, obwohl die oben angegebenen Erläuterungen bezüglich erfundengemäßiger Ausführungsformen gegeben wurden, in denen die äußere Umfangsoberfläche des Käfigs an dem axialen Endabschnitt und die innere Umfangsoberfläche des äußeren Laufrings an dem axialen Endabschnitt als die Umfangsoberfläche des Käfigs sowie die Umfangsoberfläche des Laufrings entsprechend ausgesucht und erläutert wurden, die vorliegende Erfahrung nicht nur auf derartige Ausführungsformen anwendbar ist, sondern auch auf Konstruktionen, in welchen die innere Umfangsoberfläche des Käfigs an dem axialen Endabschnitt und die äußere Umfangsoberfläche des inneren Laufrings an dem axialen Endabschnitt entsprechend ausgewählt wurden als die Umfangsoberfläche des Käfigs sowie die Umfangsoberfläche des Laufrings. Beispielsweise ist die vorliegende Erfahrung auch anwendbar auf ein Radialwalzenlager, das als sogenannter N-Typ bezeichnet wird, in welchem ein Paar von Flanschabschnitten an dem inneren Laufring angeordnet sind. In diesem Fall ist D gleich dem Durchmesser der Umfangsoberfläche des Käfigs, die die innere Umfangsoberfläche in einem axialen Endabschnitt des Käfigs ist, ist H gleich der Stärke der ringförmigen Lücke zwischen der inneren Umfangsoberfläche des Käfigs und den Flanschabschnitten des inneren Laufrings unter der Bedingung, daß der Käfig und der innere Laufring koaxial angeordnet sind, ist A die axiale Länge der inneren Umfangsoberfläche des Ringabschnittes des Käfigs und ist B die axiale Länge einer der Flanschabschnitte des inneren Laufringes. Des weiteren erfüllt dieses Radialwälzlager

auch noch die folgenden Verhältnisse:

$$1,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 9,0 \times 10^{-3}D \text{ und } A/B = 0,6 - 1,0.$$

- Mit den oben beschriebenen strukturellen und betriebsmäßigen Merkmalen kann das Radialwälzlagern nach der Erfindung abnormale Geräusche dämpfen, die zu hören sind, falls eine horizontal ausgerichtete Drehwelle von einem Lager abgestützt und lediglich eine radiale Last auf die Welle aufgebracht wird. Die vorangegangene Beschreibung berücksichtigt lediglich die Effektivität der Erfindung bei der Abdämpfung des "Kreischens", es ist allerdings selbstverständlich, daß die Erfindung auch noch das Geräusch des Käfigs selbst unterdrücken kann.

10

## Patentansprüche

## 1. Radialwälzlagern mit:

einem äußeren Laufring (2a, 2b), der eine äußere Laufbahn (6a, 6b) in dem axialen Mittelabschnitt der inneren Umfangsoberfläche enthält;  
 15 einem inneren Laufring (3a, 3b), der eine innere Laufbahn (7a, 7b) in dem axialen Mittelabschnitt der äußeren Umfangsoberfläche aufweist;  
 eine Vielzahl von Wälzkörpern (4a, 4b), die drehbar zwischen der äußeren Laufbahn (6a, 6b) sowie dieser inneren Laufbahn (7a, 7b) angeordnet sind, und mit  
 20 einem Käfig (5a, 5b), der zwischen der inneren Umfangsoberfläche des äußeren Laufrings (2a, 2b) und der äußeren Umfangsoberfläche des inneren Laufrings (3a, 3b) angeordnet ist und eine Vielzahl von Taschen (8a, 8b) aufweist, um eine Vielzahl von Wälzkörpern (4a, 4b) drehbar auf zunehmen und zu halten, wobei diese Taschen (8a, 8b) in Umfangsrichtung voneinander beabstandet angeordnet sind,  
 wobei dieses Radialwälzlagern die folgenden Verhältnisse erfüllt:

25

$$1,5 \times 10^{-3}D \leq H \leq 9,0 \times 10^{-3}D \text{ und } A/B = 0,6 - 1,0,$$

30

wobei D der Durchmesser der Umfangsoberfläche des Käfigs (5a, 5b) ist, der an jeder der inneren oder äußeren Umfangsoberfläche in einem axialen Endabschnitt des Käfigs (5a, 5b) angeordnet ist, H die Stärke der ringförmigen Lücke (9) zwischen dieser Umfangsoberfläche des Käfigs (5a, 5b) und den Umfangsoberflächen der Laufringe (2a, 2b) ist, welche entweder die innere Umfangsoberfläche eines axialen Endabschnittes des äußeren Laufrings (2a, 2b) oder die äußere Umfangsoberfläche eines axialen Endabschnittes dieses inneren Laufrings (3a, 3b) ist, A die axiale Länge der Umfangsoberfläche des Käfigs (5a, 5b) ist und B gleich der axialen Länge der Umfangsoberfläche der Laufringe (2a, 2b) ist.

35

2. Radialwälzlagern nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß jeder dieser Wälzkörper (4a, 4b) die Form einer zylinderförmigen Walze aufweist und die Wälzoberfläche dieser zylinderförmigen Walzen eine gerade Form hat.

---

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

---

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

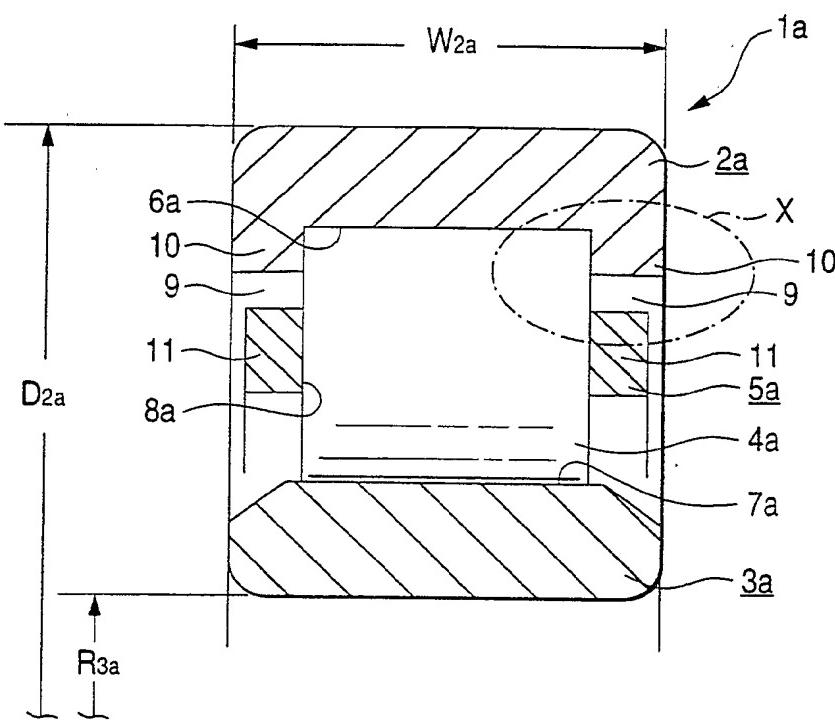


FIG. 2

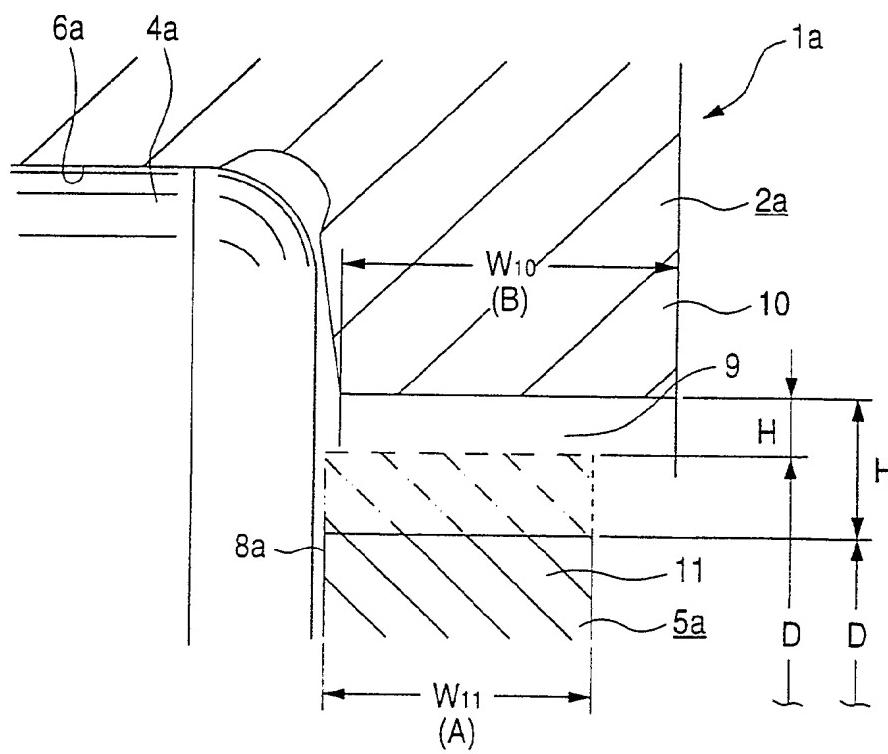


FIG. 3

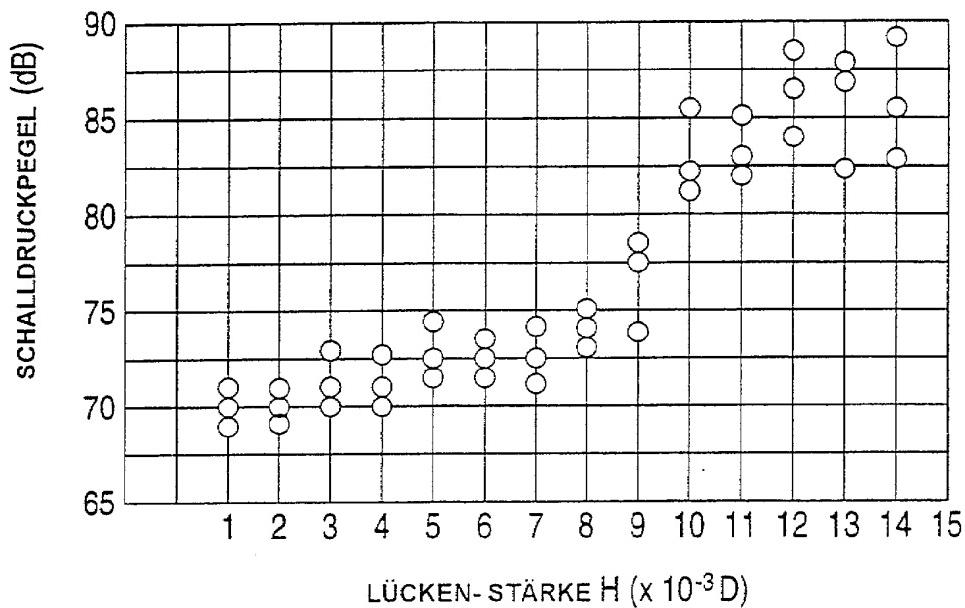


FIG. 4

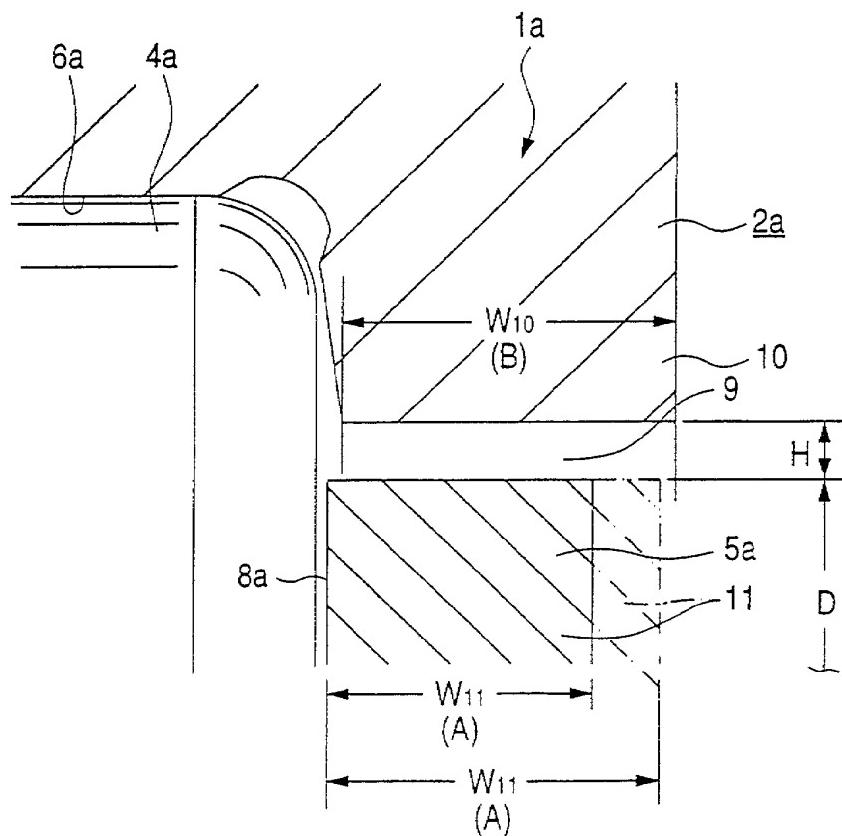


FIG. 5

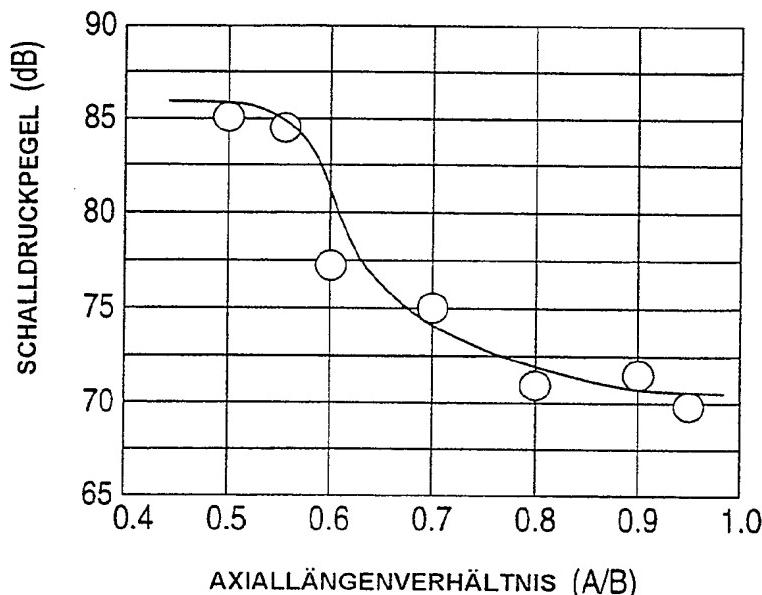


FIG. 6

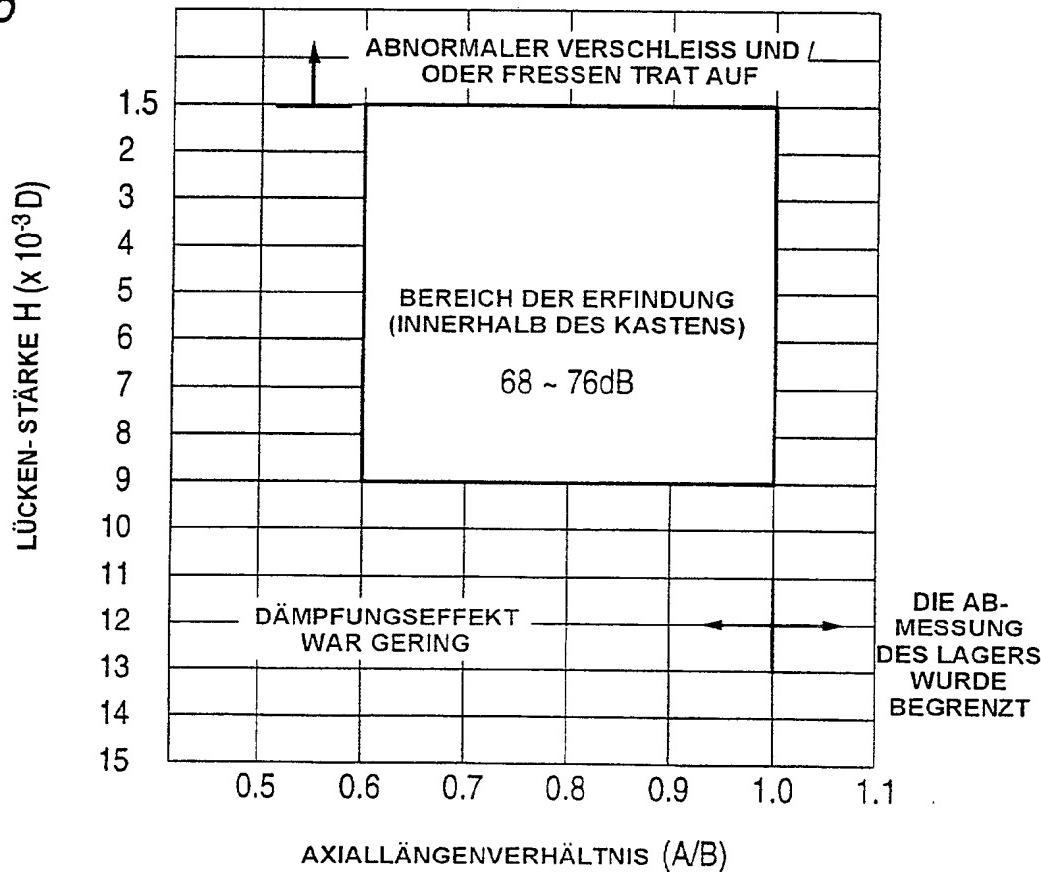


FIG. 7

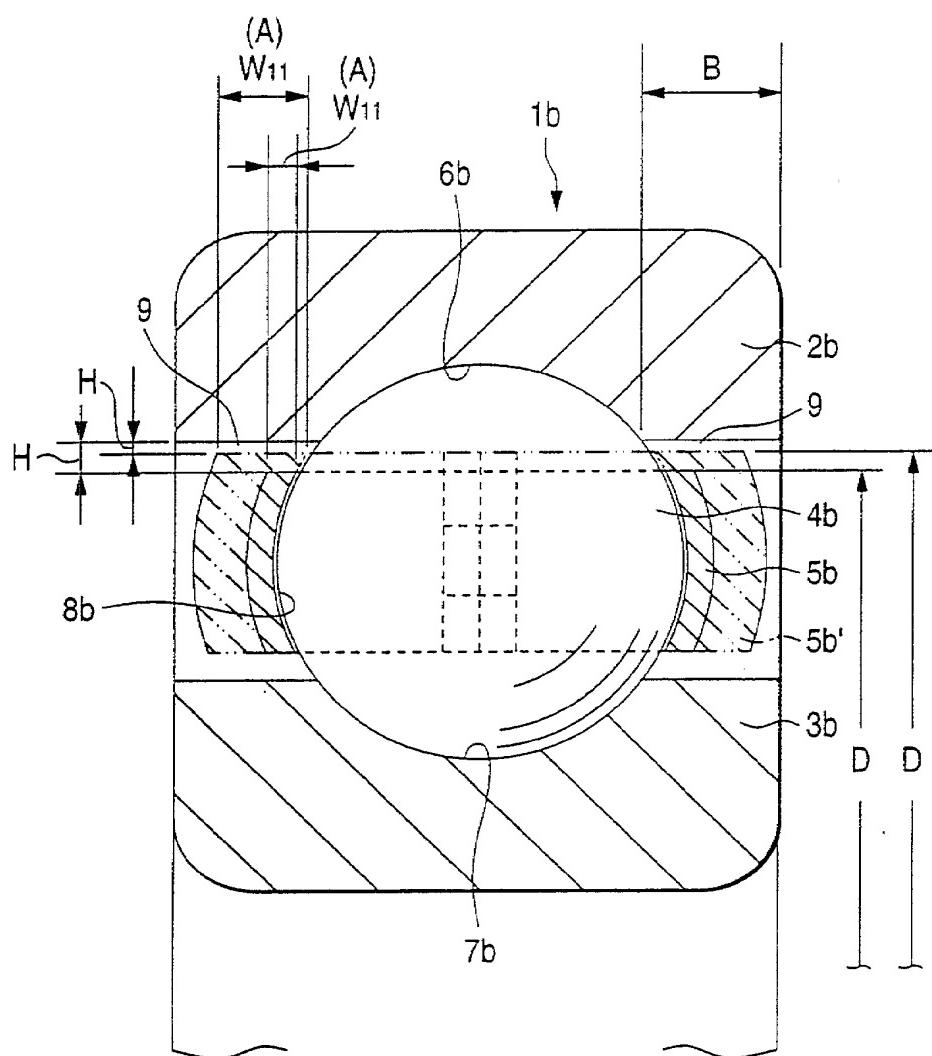


FIG. 8

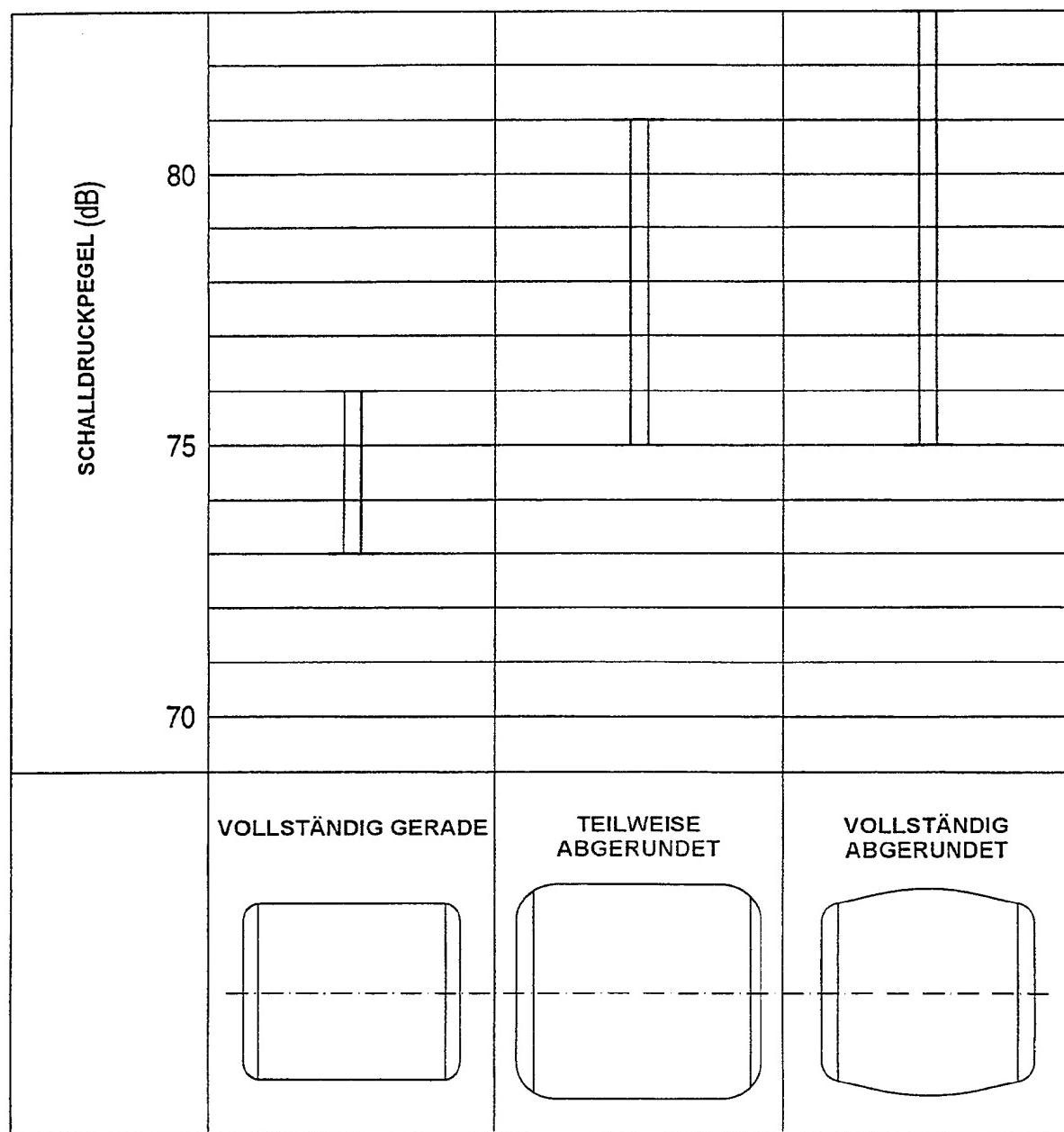


FIG. 9

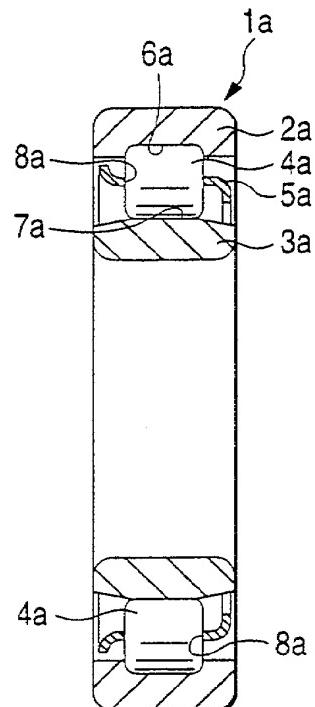


FIG. 10

